

Method and apparatus for drive slip control

Patent Number: ☐ US5884719
Publication date: 1999-03-23
Inventor(s): KOZEL PETER (DE); SCHRAMM HERBERT (DE); ZIEGLER ANDREAS (DE)
Applicant(s):: BOSCH GMBH ROBERT (DE)
Requested Patent: ☐ DE19548564
Application Number: US19960748475 19961108
Priority Number(s): DE19951048564 19951223
IPC Classification: B60K28/16
EC Classification: B60K28/16, B60T8/00B12
Equivalents: ☐ EP0780275, A3, ☐ JP9188236

Abstract

When at least one drive wheel is showing a tendency to spin, at least the torque of the drive unit of the vehicle is influenced so as to reduce the tendency to spin. The tendency to spin is recognized when the slip of at least one of the drive wheels exceeds a predetermined desired value, where this desired value is adjustable as a function of at least one operating variable. This minimum of one operating variable is associated with the drive power called for by the driver, and is based on at least one of gas pedal position and engine rpm. The desired slip is increased in the range of higher power demands to improve the traction.

Data supplied from the esp@cenet database - I2

THIS PAGE BLANK (USPTO)

Description

BACKGROUND OF THE INVENTION

The invention pertains to a method and to an apparatus for drive slip control wherein the engine torque is reduced when the actual slip exceeds a predetermined desired slip which is adjustable as a function of a measured operating variable.

In acceleration processes on roads with low coefficients of friction, the driver often applies too much gas, which causes the drive wheels to spin. In these cases, the drive slip control (ASR) adjusts the drive slip to a value calculated in the control unit. This slip determines the traction and the stability (steering stability) of the vehicle.

It is true for many road surfaces that high traction also requires a high desired slip, whereas good vehicle stability requires a low desired slip. The process of arriving at the desired slip value is therefore a compromise between the maximum achievable traction and the minimum acceptable stability.

To improve this situation, the desired slip is adjusted automatically to the velocity of the vehicle and to travel around curves. During straight-ahead travel, the desired slip is usually calculated by adding a velocity-independent value to a velocity-dependent value. In the normal case, these values are determined by driving tests in such a way that the relative desired slip (desired slip relative to the velocity of the vehicle) of the drive wheels decreases with increasing velocity, so that better vehicle stability is achieved at higher velocities. At lower velocities, the relative desired slip is high; it therefore gives greater traction in many cases.

An approach such as this is known from, for example, EP-A 166 178.

To guarantee the steering stability of the vehicle at low velocities even when traveling around a curve, the desired slip is usually reduced as a function of the velocity and a radius of curvature estimated from the wheel speeds. This approach is known from, for example, GB 2,188,996.

During fast or slow driving on mountain roads, the way in which the desired slip is calculated leads in many cases to a reduction in the engine torque by the drive slip control. As a result, the engine torque is no longer sufficient, and the vehicle slows down. In extreme cases, the vehicle can even come to a complete standstill.

U.S. Pat. No. 5,313,391 discloses a drive slip control system, in which the desired slip is calculated as a function of the vehicle's acceleration to achieve an improvement in the traction. In addition, the desired slip is corrected as a function of the square of the vehicle's velocity to equalize the tire tolerances, and the driver's influence on the determination of the slip threshold and thus on the coordination between traction and stability is also taken into account. This is accomplished by weighting the vehicle's acceleration and the square of the vehicle's velocity with the position of the gas pedal or the position of the throttle valve. Nevertheless, as the acceleration decreases and the velocity of the vehicle drops, the driver's influence decreases.

SUMMARY OF THE INVENTION

The object of the invention is to provide a determination of the desired slip so that greater traction is provided in the cases where the driver requires traction, such as mountain road driving and/or when the surface of the road is loose.

This is achieved by determining a driver's command based on at least one of gas pedal position and engine rpm's as the measured operating variable, determining the desired slip as a function of the driver's command, and increasing the desired slip with an increasing driver's command.

It is guaranteed that, even in extreme situations on mountain roads during interventions by the drive slip control, the engine torque will never be decreased to such an extent that the vehicle comes to a complete standstill or even slows down significantly.

It is especially advantageous that the desired slip is increased and thus priority given to traction in ranges where high torque is demanded of the engine, whereas the desired slip is changed to give priority to the stability of the vehicle in the other ranges.

A particular advantage is derived from the change in the desired slip as a function of the position of the gas pedal. That is, the desired slip is increased from a predetermined gas pedal position value up to a second predetermined value but remains essentially constant outside this range.

THIS PAGE BLANK (USPTO)

The dependence of the desired slip on the engine rpm's is also advantageous. In particular, the desired slip is reduced in rpm ranges with a descending torque characteristic, which thus gives priority to stability.

It is also advantageous to adjust the desired slip to the command which the driver uses to control a diesel engine, that is, to the desired amount of fuel. This value is read from a predetermined characteristic diagram in an electronic diesel control unit as a function of the position of the gas pedal and the engine rpm's. The dependence of the slip on the driver's command corresponds qualitatively to the dependence of the slip on the position of the gas pedal.

In an especially advantageous manner, this signal from the electronic diesel control unit is sent via a communications system (such as CAN) to the control unit for drive slip control.

BRIEF DESCRIPTION OF THE DRAWING

FIG. 1 is a block diagram of a drive slip control system;

FIG. 2 is a plot of slip in dependence on the driver's command.

FIG. 3 is a flow diagram of the invention realized as a program running on a microcomputer.

DESCRIPTION OF THE EXEMPLARY EMBODIMENTS

On the basis of a general functional block diagram, FIG. 1 shows an example of drive slip control with a view to the solution according to the invention. Within the scope of this example, it is provided that, when the predetermined desired slip threshold is exceeded by at least one or by both drive wheels, at least the drive torque of the vehicle's engine is influenced in such a way as to reduce the drive slip. Various methods are known in the state of the art for implementing drive slip control, for determining the slip values of the drive wheels, and for influencing the engine torque when the drive slip at one or both drive wheels of one axle becomes unacceptable. Within the scope of a preferred exemplary embodiment, the approach shown in FIG. 1 is taken.

The speeds of the wheels (V_{radvl} , V_{radhl} , V_{radvr} , V_{radhr}) of a two-axle vehicle are sent to control unit 10 via input lines 12, 14, 16, and 18 from corresponding measuring devices 20, 22, 24, and 26. It is assumed here that the vehicle in question has rear-wheel drive. Input lines 12, 14, over which the wheel speeds V_{radvl} and V_{radvr} of the non-driven wheels of the vehicle are sent from measuring devices 20, 22, are connected in the drive slip controller to a reference value former 28. From the reference value former, a line 30 leads to a first comparator 32; and another line 34 leads to a second comparator 36. Input line 16, which transmits the wheel speed of the first driven wheel V_{radhl} , is connected to comparator 32. Input line 18, which transmits the wheel speed of the second driven wheel V_{radhr} , is connected to comparator 36. Output line 38 of comparator 32 leads to another comparator 40, the output line 42 of which leads to the actual drive slip controller 44 itself. Output line 46 of comparator 36 leads to a comparator 48, the output line 50 of which is connected to drive slip controller 44. Its output line 52, which is at the same time the output line of control unit 10, leads to vehicle engine 53 to influence the engine torque or to a control unit which influences the torque of the drive unit, such as an electronic diesel control (EDC). An input line 54, furthermore, from a measuring device 56 for detecting the position of the gas pedal and, in an advantageous elaboration, an input line 58 from a measuring device 60 for detecting the engine rpm's, are connected to control unit 10 as well. These input lines lead to a desired value former 62, the first output line 64 of which is connected to comparator 40, whereas the second output line 66 is connected to comparator 48. As an alternative to input lines 54, 58, control unit 10 can be connected by way of a communications system 68 (e.g., CAN) to the other control units, especially to the engine control unit. This communications system takes care of transmitting the operating variables to desired value former 62.

In the preferred exemplary embodiment, the speeds of the non-driven wheels are sent to reference value former 28, which calculates a reference velocity V_{FZG} for the drive slip control by averaging the two wheel speed signal values. In comparators 32, 36, the speeds of the drive wheels are compared with the reference velocity which has been found to determine the actual drive slip at the drive wheels of the vehicle. The desired drive slip is determined in desired value former 62. In addition to other variables affecting the drive slip, desired value former 62 determines the desired slip of the drive slip control on the basis of the input variables, starting from a predetermined, fixed value; the desired slip thus determined is transmitted to comparators 40, 48. According to the invention, this desired slip is adjusted in accordance with the position of the gas pedal, the engine rpm's, or the driver's command derived from the position of the gas pedal and the engine rpm's. In comparators 40, 48, the desired values is compared with the current actual value, and an output signal is generated when the actual value exceeds the desired value by an excessive amount, that is, is by a certain tolerance value. Drive slip controller 44 receives this signal and forms an output signal for reducing the engine torque in accordance with a predetermined control strategy, such as PID, so that the actual slip approaches the desired slip. It can be provided here that the drive slip controller acts on the engine torque whenever there is unallowable drive slip at only one drive

THIS PAGE BLANK (USPTO)

wheel or that it intervenes only when both comparators 40, 48 generate an output signal. It is advantageous for the torque to be reduced in accordance with the greater deviation; in certain advantageous exemplary embodiments or in certain operating situations, the action on the engine torque can also be taken in accordance with the smaller deviation.

In addition to the influence exerted on the drive torque when drive slip is present, it is provided that, when one of the drive wheels starts to spin, the brake belonging to this drive wheel is also actuated. This is not shown in FIG. 1 for reasons of clarity.

An electronic engine control unit is provided to adjust the engine torque. When used for commercial vehicles, this control unit is an electronic diesel control. Within the scope of this control system, a characteristic diagram is provided, which determines the driver's command value, that is, the desired torque or the desired amount of fuel for the drive engine, from the position of the gas pedal and the engine rpm's. In modern control systems, the individual control units are connected by a communications system such as CAN, over which the information and data are exchanged. The driver's command can thus be transmitted by the electronic diesel control to the drive slip control and evaluated there in suitable fashion.

If a loaded vehicle is driving on a surface with a high coefficient of friction (dry street, snow with a rough surface, construction sites, non-asphalted roads, etc.), the driver will obviously actuate the gas pedal more, whereas in the case of surfaces with low coefficients of friction (ice, packed snow) and an empty vehicle, the gas pedal will be actuated less. In the former case, the driver expects high traction, in the second case good vehicle stability. Therefore, the adjustment of the desired slip value is to be selected as a function of the position of the gas pedal in such a way that, the further the position of the gas pedal, the greater the desired slip.

To reduce the danger of coming to a standstill on a mountain road, it is necessary to increase the desired slip in the engine rpm range with high torque and thus to weight traction more than stability. In the upper rpm range, where a descending torque characteristic usually occurs, and in which the next-higher gear is usually selected, the weighting of traction relative to stability is shifted more in favor of stability. This means that, first, as the engine rpm's increase, the desired slip increases, and that it decreases again in the range of high rpm's as the torque characteristic falls.

A combination of the two variables "gas pedal position" and "engine rpm's" represents the driver's command referred to above. If this variable is used to adjust the desired slip, the dependence shown in FIG. 2 has been found suitable in an advantageous exemplary embodiment.

In FIG. 2, the increase in the desired slip is plotted on the vertical axis versus the driver's command. A similar picture is obtained when the slip increase relative to the vehicle velocity is plotted versus the driver's command. The driver's command changes from 0% (released gas pedal) to 100% (gas pedal pushed all the way down). It has been found that an essentially linear increase in slip in an intermediate range of driver's command values is suitable. Below a driver command FW0, no increase in the desired slip is made with respect to the existing fixed value. Above this driver command value, a sudden increase occurs in the desired slip, which then rises in an essentially linear fashion with the driver's command until, at driver's command FW1, the maximum value of the desired slip change is reached. From this value on until the complete actuation of the gas pedal, the desired slip increase remains essentially unchanged.

This has the advantageous result that, when the driver's command is in the intermediate range, the desired slip increases with the driver's command, so that the action taken on the engine torque is delayed; thus the traction of the vehicle is improved as the driver's command values increase. Conversely, in the direction toward smaller values of the driver's command, the vehicle stability is improved by the comparatively early point at which action is taken on the engine.

If the gas pedal position is used to adjust the desired slip, it is advantageous for the behavior to be comparable to that shown in FIG. 2. If, however, the engine rpm's are used, the value of the increase starts to drop back down to smaller values as soon as a certain maximum rpm value is reached, to which the point of maximum torque on the torque characteristic essentially corresponds.

In addition to the linear behavior of the increase in slip versus the driver's command, the gas pedal position, or the engine rpm's, it is also possible for other functions such as exponential or parabolic function curves to be used in other advantageous exemplary embodiments.

FIG. 3 shows a flow chart, which describes the realization of the drive slip control within the scope of a computer program.

As soon as the subprogram starts at the predetermined time, the speeds of the driven and non-driven wheels are accepted as input in the first step 100, and the reference speed is calculated. Then, in step 102, the speeds of the drive wheels are compared with the reference speed to calculate the actual slip values .lambda.istL and .lambda.istR. In the following step 104, values for the gas pedal position, the

THIS PAGE BLANK (USPTO)

engine rpm's, and/or, via a CAN bus, the driver's command (desired torque, desired amount of fuel) are accepted as input. Then, in step 106, the desired slip value λ_{soll} is determined. This is done in accordance with a fixed value, possibly additional operating variables, and the desired slip increase as a function of the driver's command, gas pedal position, and/or engine rpm's, as illustrated in FIG. 2 and described above. Following step 106, question step 108 is carried out, in which the actual slip values are compared with the desired slip. If, in the preferred exemplary embodiment, either the actual slip of the left or of the right wheel is greater than the given desired slip, the engine torque is reduced and possibly the associated wheel brake actuated in step 110 as a function of the deviation between the desired and actual values. In another exemplary embodiment, the engine intervention occurs only when drive slip occurs at both drive wheels, whereas the brake is actuated even if excessive drive slip has been recognized at only one drive wheel. After step 100 or after a negative answer in step 108, the subprogram ends and is repeated the next time it is needed.

Data supplied from the esp@cenet database - 12

THIS PAGE BLANK (USPTO)

Claims

We claim:

1. A method for reducing drive slip of a vehicle having an engine which develops torque in response to a driver's command, and drive wheels driven by said engine, said method comprising determining the actual slip of the drive wheels, determining at least one operating variable selected from the group consisting of gas pedal position, engine rpm and driver's command determined on the basis of at least one of gas pedal position and engine rpm, determining a desired slip value based on said operating variable, said desired slip value increasing with an increasing operating variable, comparing the actual slip of at least one of said drive wheels to said desired slip, and influencing at least one of the engine to reduce the drive torque and the brake when said actual slip of at least one of said driven wheels exceeds said desired slip value.

2. Method as in claim 1 wherein said desired slip value decreases with a decreasing driver's command.

3. Method as in claim 1 wherein said driver's command is based on engine rpm, said engine torque increasing with rpm to a maximum torque whereupon said torque decreases with rpm, said desired slip value increasing with rpm to said maximum torque value whereupon said desired slip value decreases with increasing rpm.

4. Method as in claim 1 wherein said driver's command is based on gas pedal position, said desired slip value increasing as a function of the gas pedal position.

5. A method for reducing drive slip of a vehicle having an engine which develops torque in response to a driver's command, and drive wheels driven by said engine, said method comprising determining the actual slip of the drive wheels, measuring at least one operating variable selected from the group consisting of gas pedal position and engine rpm, determining a driver's command based on said at least one operating variable, determining a desired slip value based on said driver's command, said desired slip value increasing with an increasing driver's command, comparing the actual slip of at least one of said drive wheels to said desired slip, and influencing the engine to reduce the drive torque when said actual slip of at least one of said driven wheels exceeds said desired slip value, wherein said driver's command comprises a lower range of values, an intermediate range of values, and a higher range of values, the desired slip value increasing linearly with the driver's command is in the intermediate range of values.

6. A method for reducing drive slip of a vehicle having an engine which develops torque in response to a driver's command, and drive wheels driven by said engine, said method comprising determining the actual slip of the drive wheels, measuring at least one operating variable selected from the group consisting of gas pedal position and engine rpm, determining a driver's command based on said at least one operating variable, determining a desired slip value based on said driver's command, said desired slip value increasing with an increasing driver's command, comparing the actual slip of at least one of said drive wheels to said desired slip, and influencing the engine to reduce the drive torque when said actual slip of at least one of said driven wheels exceeds said desired slip value, wherein said driver's command comprises a lower range of values, an intermediate range of values, and a higher range of values, the desired slip value remaining unchanged in the lower range of values.

7. Method as in claim 6 wherein a discontinuous increase in desired slip value occurs between said lower range and said intermediate range of slip values.

8. A method for reducing drive slip of a vehicle having an engine which develops torque in response to a driver's command, and drive wheels driven by said engine, said method comprising determining the actual slip of the drive wheels, measuring at least one operating variable selected from the group consisting of gas pedal position and engine rpm, determining a driver's command based on said at least one operating variable, determining a desired slip value based on said driver's command, said desired slip value increasing with an increasing driver's command, comparing the actual slip of at least one of said drive wheels to said desired slip, and

THIS PAGE BLANK (USPTO)

influencing the engine to reduce the drive torque when said actual slip of at least one of said driven wheels exceeds said desired slip value, wherein said driver's command comprises a lower range of values, an intermediate range of values, and a higher range of values, the desired slip value remaining essentially unchanged in the upper range of values.

9. A method for reducing drive slip of a vehicle having an engine which develops torque in response to a driver's command, and drive wheels driven by said engine, said method comprising
determining the actual slip of the drive wheels,
measuring at least one operating variable selected from the group consisting of gas pedal position and engine rpm,
determining a driver's command based on said at least one operating variable,
determining a desired slip value based on said driver's command, said desired slip value increasing with an increasing driver's command,
comparing the actual slip of at least one of said drive wheels to said desired slip, and
influencing the engine to reduce the drive torque when said actual slip of at least one of said driven wheels exceeds said desired slip value, wherein said driver's command is determined in an electronic diesel control and transmitted via a communications system to a drive slip controller where said desired slip value is determined.

10. An apparatus for reducing drive slip of a vehicle having an engine which develops torque in response to a driver's command, and drive wheels driven by said engine, said method comprising
means for determining the actual slip of the drive wheels,
means for determining at least one operating variable selected from the group consisting of gas pedal position, engine rpm and driver's command determined on the basis of at least one of gas pedal position and engine rpm,
means for determining a desired slip value based on said operating variable, said desired slip value increasing with an increasing operating variable,
means for comparing the actual slip of at least one of said drive wheels to said desired slip, and
means for influencing at least one of the engine to reduce the drive torque and the brake when said actual slip of at least one of said driven wheels exceeds said desired slip value.

Data supplied from the esp@cenet database - 12

THIS PAGE BLANK (USPTO)



DEUTSCHES
PATENTAMT

21 Aktenzeichen: 195 48 564.5
22 Anmeldetag: 23. 12. 95
43 Offenlegungstag: 26. 6. 97

DE 195 48 564 A 1

71 Anmelder:

Robert Bosch GmbH, 70469 Stuttgart, DE; MAN
Nutzfahrzeuge AG, 80995 München, DE

72 Erfinder:

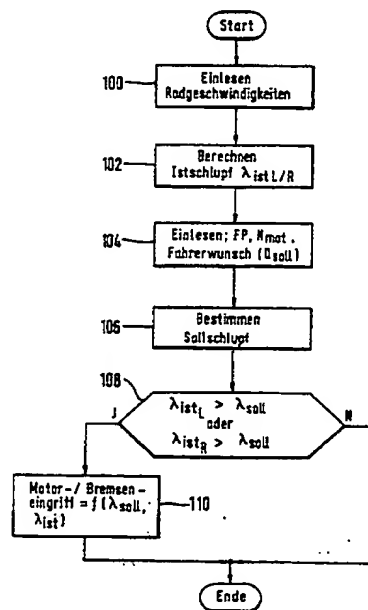
Schramm, Herbert, Dr.-Ing., 7129 Leonberg, DE;
Ziegler, Andreas, 71287 Weissach, DE; Kozel, Peter,
Dipl.-Ing., 85235 Odelzhausen, DE

56 Für die Beurteilung der Patentfähigkeit
in Betracht zu ziehende Druckschriften:

DE 195 01 721 A1
DE 44 29 242 A1
DE 44 02 435 A1
DE 41 03 635 A1
DE 36 34 240 A1
DE 36 27 549 A1

54 Verfahren und Vorrichtung zur Antriebsschlupfregelung

57 Es wird ein Verfahren und eine Vorrichtung zur Antriebsschlupfregelung vorgeschlagen, bei welchem bei Durchdrehneigung wenigstens eines Antriebsrades wenigstens das Drehmoment einer Antriebseinheit des Fahrzeugs im Sinne einer Reduzierung der Durchdrehneigung beeinflusst wird, wobei die Durchdrehneigung bei Überschreiten eines vorgegebenen Sollwertes durch den Schlupf wenigstens eines der Antriebsräder erkannt wird und wobei dieser Sollwert abhängig von wenigstens einer Betriebsgröße veränderbar ist. Dabei hängt diese wenigstens eine Betriebsgröße mit der vom Fahrer gewünschten Antriebsleistung zusammen und der Sollschlupf wird zur Verbesserung der Traktion im Bereich höherer Leistungsanforderungen erhöht.



DE 195 48 564 A 1

Stand der Technik

Die Erfindung betrifft ein Verfahren und eine Vorrichtung zur Antriebsschlupfregelung gemäß den Oberbegriffen der unabhängigen Patentansprüche.

Bei Beschleunigungsvorgängen auf Straßen mit niederm Reibwert gibt der Fahrer oft zu viel Gas, so daß die Antriebsräder durchdrehen. In diesen Fällen regelt die Antriebsschlupfregelung (ASR) einen im Steuergerät berechneten Antriebsschlupf ein. Dieser Schlupf bestimmt die Traktion sowie die Stabilität (Spurtreue) des Fahrzeugs.

Für viele Straßenoberflächen gilt, daß eine hohe Traktion auch einen großen, eine gute Fahrzeugstabilität aber einen kleinen Sollschlupf erfordert. Die Bildung des Sollschlupfes ist somit ein Kompromiß zwischen maximal erreichbarer Traktion und noch akzeptierbarer Stabilität.

Um diese Situation zu verbessern, wird der Sollschlupf automatisch an die Fahrzeuggeschwindigkeit und an "Kurvenfahrt" adaptiert. Bei Geradeausfahrt berechnet sich der Sollschlupf meist als Addition eines geschwindigkeitsunabhängigen und eines geschwindigkeitsabhängigen Wertes. Im Normalfall werden diese Werte im Fahrversuch so ausgelegt, daß der relative Sollschlupf (Sollschlupf bezogen auf die Fahrzeuggeschwindigkeit) der Antriebsräder mit zunehmender Geschwindigkeit abnimmt, so daß bei höheren Geschwindigkeiten eine bessere Fahrzeugstabilität erreicht wird. Bei niedrigeren Geschwindigkeiten ist der relative Sollschlupf groß, er gibt somit in vielen Fällen eine größere Traktion.

Eine derartige Vorgehensweise ist beispielsweise aus der EP-A 166 178 bekannt.

Um auch bei niederen Geschwindigkeiten die Spurtreue des Fahrzeugs während einer Kurvenfahrt zu garantieren, wird in der Regel der Sollschlupf in Abhängigkeit der Geschwindigkeit und eines aus den Radgeschwindigkeiten geschätzten Kurvenradius verkleinert. Diese Vorgehensweise ist beispielsweise aus der DE 36 12 170 A1 bekannt.

Die Art der Sollschlupfberechnung führt bei schneller oder langsamer Bergfahrt in manchen Fällen zu einer Verkleinerung des Motormoments durch die Antriebsschlupfregelung, so daß das Fahrzeug infolge des nicht mehr ausreichenden Motormoments langsamer wird. Schließlich kann in Extremfällen das Fahrzeug sogar zum Stehen kommen.

Es ist Aufgabe der Erfindung, diese unbefriedigende Situation zu vermeiden und eine Bestimmung des Sollschlupfes anzugeben, bei denen die Traktion in den Fällen vergrößert wird, in denen der Fahrer Traktion fordert, zum Beispiel bei einer Bergfahrt und/oder loser Fahrbahnoberfläche.

Dies wird durch die kennzeichnenden Merkmale der unabhängigen Patentansprüche erreicht.

Aus der EP 389 497 B1 (US-Patent 5 313 391) ist ein Antriebsschlupfregelsystem bekannt, bei welchem der Sollschlupf abhängig von der Fahrzeugbeschleunigung berechnet wird, um eine Verbesserung der Traktion zu erzielen. Ferner wird der Sollschlupf abhängig von der quadratischen Fahrgeschwindigkeit korrigiert, um Reifentoleranzen auszugleichen, und der Fahrereinfluß auf die Schlupfwellenbildung und damit auf die Abstimmung von Traktion und Stabilität berücksichtigt. Letz-

teres erfolgt dadurch, das Fahrzeugbeschleunigung und quadratische Fahrzeuggeschwindigkeit mit der Fahrpedalstellung beziehungsweise der Drosselklappenstellung gewichtet werden. Allerdings verliert bei kleiner werdender Beschleunigung und sinkender Fahrzeuggeschwindigkeit der Fahrereinfluß an Wirkung.

Vorteile der Erfindung

Es wird sichergestellt, daß auch bei extremen Situationen bei Bergfahrt und eingreifender Antriebsschlupfregelung das Motormoment nicht soweit reduziert wird, daß das Fahrzeug wesentlich langsamer wird und schließlich zum Stehen kommen kann.

Dabei ist besonders vorteilhaft, daß in Bereichen, in denen vom Motor ein hohes Drehmoment abverlangt wird, der Sollschlupf vergrößert und somit der Traktion der Vorzug gegeben wird, während in anderen Bereichen der Sollschlupf zugunsten der Stabilität des Fahrzeugs verändert wird.

Ein besonderer Vorteil ergibt sich durch die Veränderung des Sollschlupfes abhängig von der Fahrpedalstellung, wobei der Sollschlupf ab einem vorgegebenen Fahrpedalstellungswert sich bis zu einem zweiten vorgegebenen Wert erhöht, außerhalb dieses Bereiches im wesentlichen konstant bleibt.

Vorteilhaft ist ferner die Abhängigkeit des Sollschlupfes von der Motordrehzahl. Insbesondere wird der Sollschlupf in Drehzahlbereichen mit abfallender Momentenkenlinie verringert und so die Stabilität in Vordergrund geschoben.

Vorteilhaft ist ferner eine Anpassung des Sollschlupfes an den zur Steuerung eines Dieselmotors verwendeten Fahrerwunsches, das heißt an die Sollkraftstoffmenge. Diese wird in einem elektronischen Dieselsteuergerät abhängig von Fahrpedalstellung und Motordrehzahl aus einem vorgegebenen Kennfeld ausgelesen. Die Abhängigkeit des Schlupfes vom Fahrerwunsch entspricht qualitativ der Abhängigkeit des Schlupfes von der Fahrpedalstellung.

In besonders vorteilhafter Weise wird dieses Signal vom elektronischen Dieselsteuergerät über ein Kommunikationssystem (zum Beispiel CAN) dem Steuergerät zur Antriebsschlupfregelung zugeführt.

Weitere Vorteile ergeben sich aus der nachfolgenden Beschreibung von Ausführungsbeispielen bzw. aus den abhängigen Patentansprüchen.

Zeichnung

Die Erfindung wird anhand den in der Zeichnung dargestellten Ausführungsbeispielen näher erläutert. In Fig. 1 ist ein Übersichtsblockschaltbild einer Antriebsschlupfregelung mit Blick auf die erfindungsgemäße Lösung dargestellt. Fig. 2 zeigt beispielhaft eine als geeignet erkannten Abhängigkeit der Schlupferhöhung vom Fahrerwunsch. Fig. 3 schließlich zeigt ein Flußdiagramm, welches die Realisierung der erfindungsgemäßen Lösung als Programm eines Mikrocomputers skizziert.

Beschreibung von Ausführungsbeispielen

Fig. 1 zeigt anhand eines Übersichtsblockschaltbildes ein Beispiel einer Antriebsschlupfregelung mit Blick auf die erfindungsgemäße Lösung. Im Rahmen dieses Beispiels ist vorgesehen, bei überschreiten der vorgegebenen Sollschlupfswelle durch wenigstens eines oder

durch beide Antriebsräder zumindest das Antriebsmoment des Motors des Fahrzeugs im Sinne einer Reduzierung des Antriebsschlupfes zu beeinflussen. Zur Durchführung der Antriebsschlupfregelung, zur Bestimmung der Schlupfwerte der Antriebsräder sowie zur Beeinflussung des Motormoments bei unzulässigem Antriebsschlupf an einem oder an beiden Antriebsrädern einer Achse sind aus dem Stand der Technik verschiedene Vorgehensweisen bekannt. Im Rahmen eines bevorzugten Ausführungsbeispiels wird der in Fig. 1 dargestellte Weg gewählt.

Der Steuereinheit 10 werden über Eingangsleitungen 12, 14, 16 und 18 von entsprechenden Meßeinrichtungen 20, 22, 24 und 26 die Geschwindigkeiten der Räder (Vradvl, Vradhl, Vradvr, Vradhr) eines zweiachsigen Fahrzeugs zugeführt. Dabei sei davon ausgegangen, daß es sich bei dem Fahrzeug um ein heckgetriebenes Fahrzeug handelt. Die Eingangsleitungen 12 und 14, über die von den Meßeinrichtungen 20 und 22 die Radgeschwindigkeiten Vradvl und Vradvr der nicht angetriebenen Fahrzeugräder zugeführt werden, werden im Antriebsschlupfregler auf einen Referenzwertbildner 28 geführt. Von dem Referenzwertbildner führt eine Leitung 30 zu einem ersten Vergleichler 32, eine Leitung 34 zum zweiten Vergleichler 36. Dem Vergleichler 32 wird die Eingangsleitung 16, welche die Radgeschwindigkeit des ersten angetriebenen Rades Vradhl übermittelt, zugeführt. Dem Vergleichler 36 wird die Eingangsleitung 18, die die Radgeschwindigkeit des zweiten angetriebenen Rades Vradhr übermittelt, zugeführt. Die Ausgangsleitung 38 des Vergleichlers 32 führt auf einen weiteren Vergleichler 40, dessen Ausgangsleitung 42 auf den eigentlichen Antriebsschlupfregler 44 führt. Die Ausgangsleitung 46 des Vergleichlers 36 führt auf einen Vergleichler 48, dessen Ausgangsleitung 50 auf den Antriebsschlupfregler 44 führt. Dessen Ausgangsleitung 52, die gleichzeitig Ausgangsleitung der Steuereinheit 10 ist, führt zur Beeinflussung des Motormoments auf den Fahrzeugmotor 54 bzw. auf eine das Motormoment der Antriebseinheit beeinflussende Steuereinheit, beispielsweise eine elektronische Dieselregelung (EDC). Der Steuereinheit 10 wird ferner eine Eingangsleitung 54 von einer Meßeinrichtung 56 zur Erfassung des Fahrpedalstellung sowie in einer vorteilhaften Ergänzung eine Eingangsleitung 58 von einer Meßeinrichtung 60 zur Erfassung der Motordrehzahl zugeführt. Diese Eingangsleitungen führen auf einen Sollwertbildner 62, dessen erste Ausgangsleitung 64 auf den Vergleichler 40, dessen zweite Ausgangsleitung 66 auf den Vergleichler 48 führt. Alternativ zu den Eingangsleitungen 54 und 58 ist die Steuereinheit 10 über ein Kommunikationssystem 68 (zum Beispiel CAN) mit der anderen Steuereinheit, insbesondere der Motorsteuereinheit verbunden. Über dieses Kommunikationssystem werden Betriebsgrößen dem Sollwertbildner 62 zugeführt.

Im bevorzugten Ausführungsbeispiel bildet der Referenzbildner 28 aus den zugeführten Radgeschwindigkeiten der nicht angetriebenen Räder eine Referenzgeschwindigkeit VFZG für die Antriebsschlupfregelung durch Mittelwertbildung der beiden Radgeschwindigkeitssignalwerte. In den Vergleichern 32 und 36 wird zur Ermittlung des Antriebsschlupfes an den Antriebsrädern des Fahrzeugs die jeweilige Radgeschwindigkeit des Antriebsrads mit der ermittelten Referenzgeschwindigkeit verglichen. Im Sollwertbildner 62 wird der Sollantriebsschlupf ermittelt. Neben anderen, den Schlupf beeinflussenden Größen ermittelt der Sollwertbildner 62 auf der Basis der zugeführten Größen ausge-

hend von einem vorgegebenen Festwert den Sollschlupf der Antriebsschlupfregelung, der an die Vergleichler 40 und 48 abgegeben wird. Erfindungsgemäß wird dieser Sollschlupf nach Maßgabe der Fahrpedalstellung, der Motordrehzahl oder des aus Fahrpedalstellung und Motordrehzahl gebildeten Fahrerwunsches angepaßt. In den Vergleichern 40 und 48 wird der Soll- mit dem jeweiligen Istwert verglichen und ein Ausgangssignal erzeugt, wenn der Istwert den Sollwert unzulässig, d. h. um einen gewissen Toleranzwert, überschreitet. Der Antriebsschlupfregler 44 empfängt dieses Signal und bildet nach Maßgabe einer vorgegebenen Regelstrategie, zum Beispiel PID, ein Ausgangssignal zur Reduzierung des Motormoments, so daß der Istschlupf sich dem Sollschlupf annähert. Dabei kann vorgesehen sein, daß der Antriebsschlupfregler bei Vorliegen von unzulässigem Antriebsschlupf an einem Antriebsrad bereits in das Motormoment eingreift oder erst dann eingreift, wenn beide Vergleichler 40 und 48 ein Ausgangssignal erzeugen. Die Momentenreduzierung erfolgt dann in vorteilhafter Weise nach Maßgabe der größeren Abweichung, in vorteilhaften Ausführungsbeispielen oder in speziellen Betriebssituationen wird die Motormomentenbeeinflussung auch nach Maßgabe der jeweils kleineren Abweichung durchgeführt.

Neben der Beeinflussung des Antriebsmoments im Antriebsschlupf ist vorgesehen, daß bei Durchdrehneigung eines Antriebsrades die diesem Antriebsrades zugehörige Bremse aktiviert wird. Dies ist aus Übersichtlichkeitsgründen in Fig. 1 nicht dargestellt.

Zur Beeinflussung des Motormoments ist eine elektronische Motorsteuereinheit vorgesehen. Bei Anwendung für Nutzkraftfahrzeuge ist diese Steuereinheit eine elektronische Dieselregelung. Im Rahmen dieser Regelung ist ein Kennfeld vorgesehen, welches aus Fahrpedalstellung und Motordrehzahl den Fahrerwunsch, das heißt das Solldrehmoment beziehungsweise die Solllkraftstoffmenge für den Antriebsmotor ermittelt. In modernen Steuersystemen sind die einzelnen Steuereinheiten über ein Kommunikationssystem, zum Beispiel CAN, miteinander verbunden, über das Informationen und Daten ausgetauscht werden. Der Fahrerwunsch kann somit von der elektronischen Dieselregelung zur Antriebsschlupfregelung übermittelt werden und dort geeignet ausgewertet werden.

Befindet sich ein beladenes Fahrzeug auf einer Fahrbahn mit höherem Reibwert (trockene Straße, aufgeraute Schneefläche, Baustellen, nicht asphaltierte Straßen, usw.) betätigt ein Fahrer das Fahrpedal naturgemäß mehr, während er bei Fahrbahnen mit niedrigem Reibwert (Eis, festgefahrener Schnee) und bei leerem Fahrzeug das Fahrpedal weniger betätigt. Im ersten Fall erwartet der Fahrer eine hohe Traktion, im zweiten Fall eine gute Fahrzeugstabilität. Daher ist die Anpassung des Sollschlupfwertes abhängig von der Fahrpedalstellung derart zu wählen, daß je größer die Fahrpedalstellung desto größer der Sollschlupf ist.

Zur Minderung der Gefahr des Stehenbleibens am Berg ist es notwendig, im Motordrehzahlbereich mit hohem Drehmoment den Sollschlupf zu vergrößern und damit mehr die Traktion als die Stabilität zu bewichten. Im oberen Drehzahlbereich, wo im allgemeinen eine abfallende Momentenkennlinie auftritt, und in dem normalerweise der nächst höhere Gang gewählt wird, wird die Bewichtung Traktion zu Stabilität mehr zugunsten der Stabilität verändert. Dies bedeutet, daß zunächst mit zunehmender Motordrehzahl der Sollschlupf ansteigt, wobei er im Bereich höherer Drehzahlen bei abfal-

lender Momentenkennlinie wieder abnimmt.

Eine Kombination der beiden Größen Fahrpedalstellung und Motordrehzahl stellt der oben erwähnte Fahrerwunsch dar. Wird zur Adaption des Sollschlupfes diese Größe verwendet, so hat sich in einem vorteilhaften Ausführungsbeispiel die in Fig. 2 dargestellte Abhängigkeit als geeignet erwiesen.

In Fig. 2 ist senkrecht die Erhöhung des Sollschlupfes über dem Fahrerwunsch aufgetragen. Ein entsprechendes Bild ergibt sich bei Darstellung der relativen Schlupferhöhung bezogen auf die Fahrzeuggeschwindigkeit über dem Fahrerwunsch. Der Fahrerwunsch verändert sich von 0% (losgelassenes Fahrpedal) bis 100% (Fahrpedal durchgetreten). Es hat sich gezeigt, dass eine im wesentlichen lineare Schlupferhöhung in einem mittleren Fahrerwunschbereich geeignet ist. Unterhalb eines Fahrerwunsches FW0 wird gegenüber dem vorliegenden Festwert keine Sollschlupferhöhung vorgenommen. Oberhalb dieses Fahrerwunsches erfolgt eine sprungförmige Anhebung des Sollschlupfes, welche anschließend im wesentlichen mit dem Fahrerwunsch linear ansteigt, bis beim Fahrerwunsch FW1 der Maximalwert der Sollschlupfveränderung erreicht ist. Ab diesem Wert bis zum vollständig betätigten Gaspedal bleibt die Sollschlupferhöhung im wesentlichen unverändert.

Dies hat in vorteilhafter Weise zur Folge, daß bei mittleren Fahrerwunsch der Sollschlupf mit zunehmendem Fahrerwunsch ansteigt, so daß der Eingriff in das Motormoment später erfolgt und somit mit zunehmendem Fahrerwunsch die Traktion des Fahrzeugs verbessert wird, während zu kleineren Fahrerwunschwerten hin durch den vergleichsweise frühen Motoreingriff die Fahrzeugstabilität verbessert wird.

Wird zur Anpassung des Sollschlupfes die Fahrpedalstellung verwendet, so ergibt sich in vorteilhafter Weise ein zu Fig. 2 vergleichbares Verhalten, während bei Heranziehen der Motordrehzahl ab einer Maximaldrehzahl, der im wesentlichen das Drehmomentenmaximum der Momentenkennlinie entspricht, der Erhöhungswert wieder zu kleineren Werten hin abfällt.

Neben einem linearen Verhalten der Schlupferhöhung über den Fahrerwunsch, Fahrpedalstellung oder Motordrehzahl sind in anderen vorteilhaften Ausführungsbeispielen andere Funktionen, beispielsweise exponentielle oder parabelförmige Funktionsverläufe, denkbar.

In Fig. 3 ist ein Flußdiagramm dargestellt, welches die Realisierung der Antriebsschlupfregelung im Rahmen eines Rechnerprogramms skizziert.

Nach Start des Programms zur vorgegebenen Zeitpunkten wird im ersten Schritt 100 die Radgeschwindigkeiten der angetriebenen und der nicht angetriebenen Räder eingelesen und die Referenzgeschwindigkeit ermittelt. Daraufhin wird im Schritt 102 durch Vergleich der Radgeschwindigkeiten der Antriebsräder mit der Referenzgeschwindigkeit die Istschlupfwerte λ_{istL} und λ_{istR} berechnet. Im darauffolgenden Schritt 104 werden Werte für die Fahrpedalstellung, Motordrehzahl und/oder über einen CAN-Bus der Fahrerwunsch (Sollmoment, Sollkraftstoffmenge) eingelesen. Daraufhin wird im Schritt 106 der Sollschlupfwert λ_{soll} bestimmt. Dies erfolgt nach Maßgabe eines Festwertes, gegebenenfalls weiterer Betriebsgrößen und der wie in Fig. 2 bzw. wie vorstehend beschrieben dargestellten Sollschlupferhöhung abhängig von Fahrerwunsch, Fahrpedalstellung und/oder Motordrehzahl. Auf den Schritt 106 folgt der Abfrageschritt 108, in dem die Schlupfistwerte mit dem Sollschlupf verglichen wer-

den. Ist in bevorzugten Ausführungsbeispiel entweder der Istschlupf des linken oder der des rechten Rades größer als der vorgegebene Sollschlupf, so wird gemäß Schritt 110 abhängig von der Abweichung zwischen Soll- und Istwert das Motormoment reduziert und gegebenenfalls die zugehörige Radbremse aktiviert. In einem anderen Ausführungsbeispiel erfolgt der Motoreingriff nur dann, wenn an beiden Antriebsrädern Antriebschlupf auftritt, während der Bremseneingriff erfolgt, wenn an nur einem Antriebsrad ein überhöhter Antriebschlupf erkannt wurde. Nach Schritt 110 beziehungsweise im Falle einer negativen Antwort im Schritt 108 wird der Programmteil beendet und zu gegebener Zeit wiederholt.

Patentansprüche

1. Verfahren zur Antriebsschlupfregelung, bei welchem bei Durchdrehneigung wenigstens eines Antriebsrades wenigstens das Drehmoment einer Antriebseinheit des Fahrzeugs im Sinne einer Reduzierung der Durchdrehneigung beeinflusst wird, wobei die Durchdrehneigung bei Überschreiten eines vorgegebenen Sollwertes durch den Schlupf wenigstens eines der Antriebsräder erkannt wird und wobei dieser Sollwert abhängig von wenigstens einer Betriebsgröße veränderbar ist, dadurch gekennzeichnet, daß die wenigstens eine Betriebsgröße mit der vom Fahrer geforderten Antriebsleistung zusammenhängt und der Sollschlupf zur Verbesserung der Traktion im Bereich höherer Leistungsanforderungen erhöht wird.
2. Verfahren nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Sollschlupf zur Verbesserung der Stabilität im Bereich niedrigerer Leistungsanforderungen gegenüber dem erhöhten Schlupf erniedrigt wird.
3. Verfahren nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die wenigstens eine Betriebsgröße die Fahrpedalstellung, die Drehzahl der Antriebseinheit und/oder der aus Fahrpedalstellung und Motordrehzahl gebildete Fahrerwunsch (Sollmoment, Sollkraftstoffmenge) ist.
4. Verfahren nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß in einem mittleren Fahrerwunschbereich der Sollwert im wesentlichen linear mit dem Fahrerwunsch ansteigt.
5. Verfahren nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß im unteren Fahrerwunschbereich keine fahrerwunschabhängige Veränderung des Sollschlupfes erfolgt und ab einem bestimmten Fahrerwunschwert eine sprungförmige Erhöhung des Sollwertes durchgeführt wird.
6. Verfahren nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß in höheren Fahrerwunschbereichen bis zu maximalen Fahrerwunsch der Sollschlupfwert in wesentlichen unverändert bleibt.
7. Verfahren nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß der Sollwert mit steigender Motordrehzahl zunächst ansteigt, im höheren Drehzahlbereich, bei abfallender Momentenkennlinie der Antriebseinheit der Sollschlupf mit steigender Motordrehzahl abfällt.
8. Verfahren nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß der Sollwert abhängig von der Fahr-

pedalstellung ansteigt.

9. Verfahren nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Fahrerwunschwert über ein Kommunikationssystem von einer elektronischen Dieselregelung übermittelt wird. 5

10. Verfahren nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Sollschlupfwert derart bemessen ist, daß bei beladenem Fahrzeug auf höherem Reibwert die Traktion des Fahrzeugs, bei leerem Fahrzeug auf niedrigem Reibwert die Stabilität des Fahrzeugs im Vordergrund steht. 10

11. Verfahren nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß im Motordrehzahlbereich mit hohem Drehmoment der Sollschlupf derart bemessen ist, daß die Traktion des Fahrzeugs verbessert, im oberen Drehzahlbereich die Stabilität des Fahrzeugs verbessert ist. 15

12. Vorrichtung zur Antriebsregelung, mit einer Steuereinheit, die bei Durchdrehneigung wenigstens eines Antriebsrades wenigstens das Drehmoment einer Antriebseinheit des Fahrzeugs im Sinne einer Reduzierung der Durchdrehneigung beeinflusst, wobei die Steuereinheit die Durchdrehneigung bei Überschreiten eines vorgegebenen Sollwertes durch den Schlupf wenigstens eines der Antriebsräder erkennt und diesen Sollwert abhängig von wenigstens einer Betriebsgröße verändert, dadurch gekennzeichnet, daß die wenigstens eine Betriebsgröße mit der vom Fahrer gewünschten Antriebsleistung zusammenhängt und die Steuereinheit Mittel umfaßt, die den Sollschlupf zur Verbesserung der Traktion im Bereich höherer Leistungsanforderungen erhöhen. 20 25 30 35

Hierzu 3 Seite(n) Zeichnungen

40

45

50

55

60

65

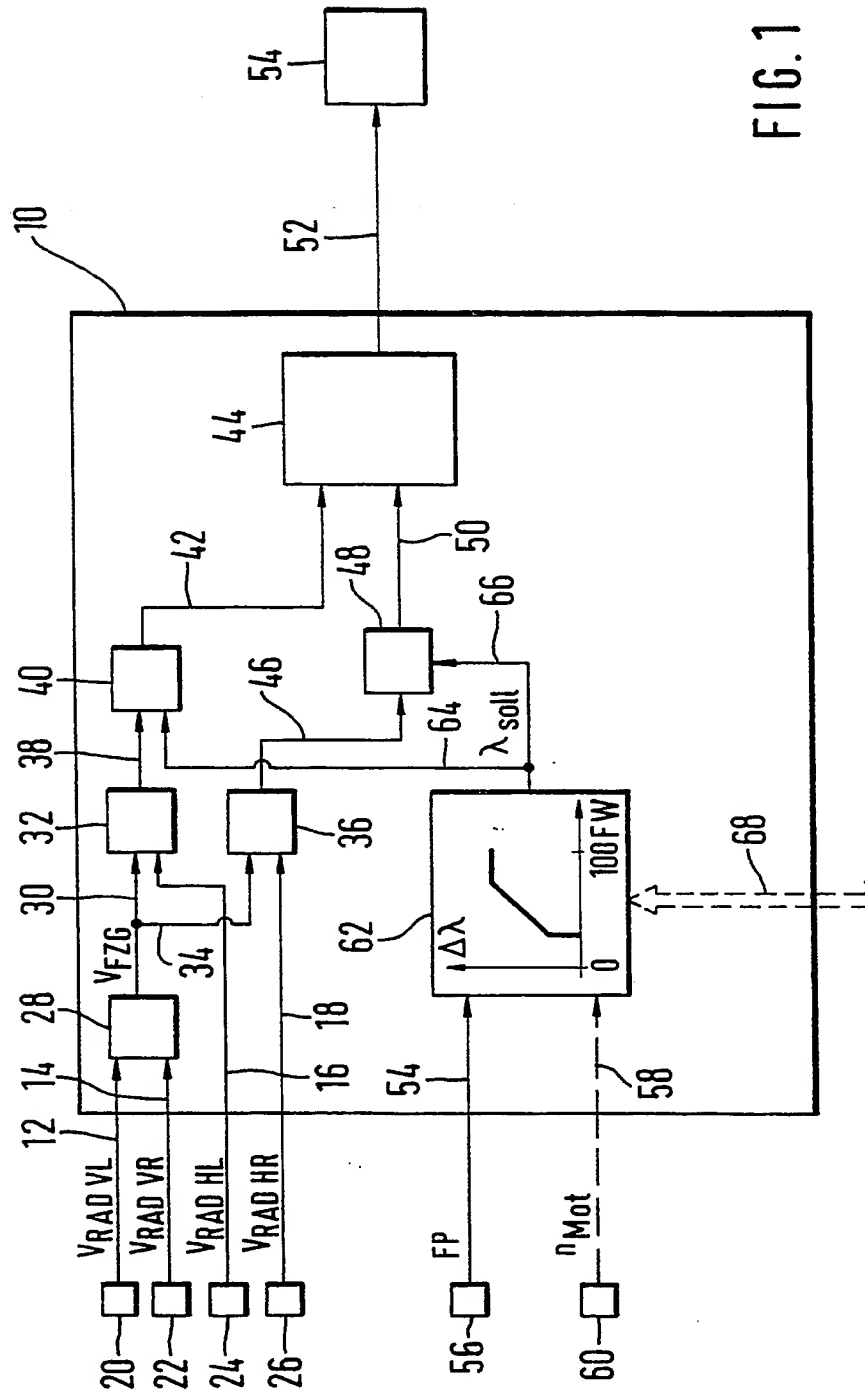


FIG. 1

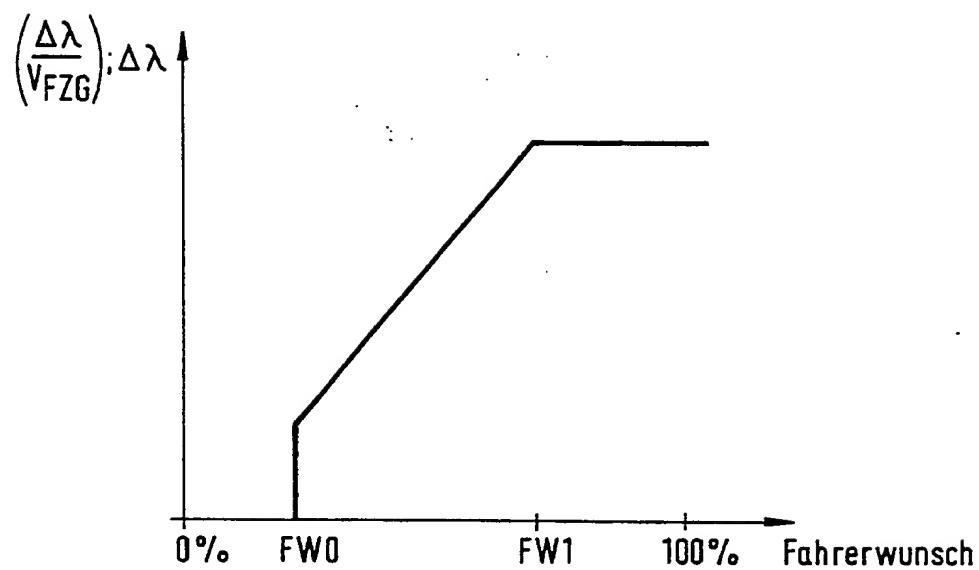


FIG. 2

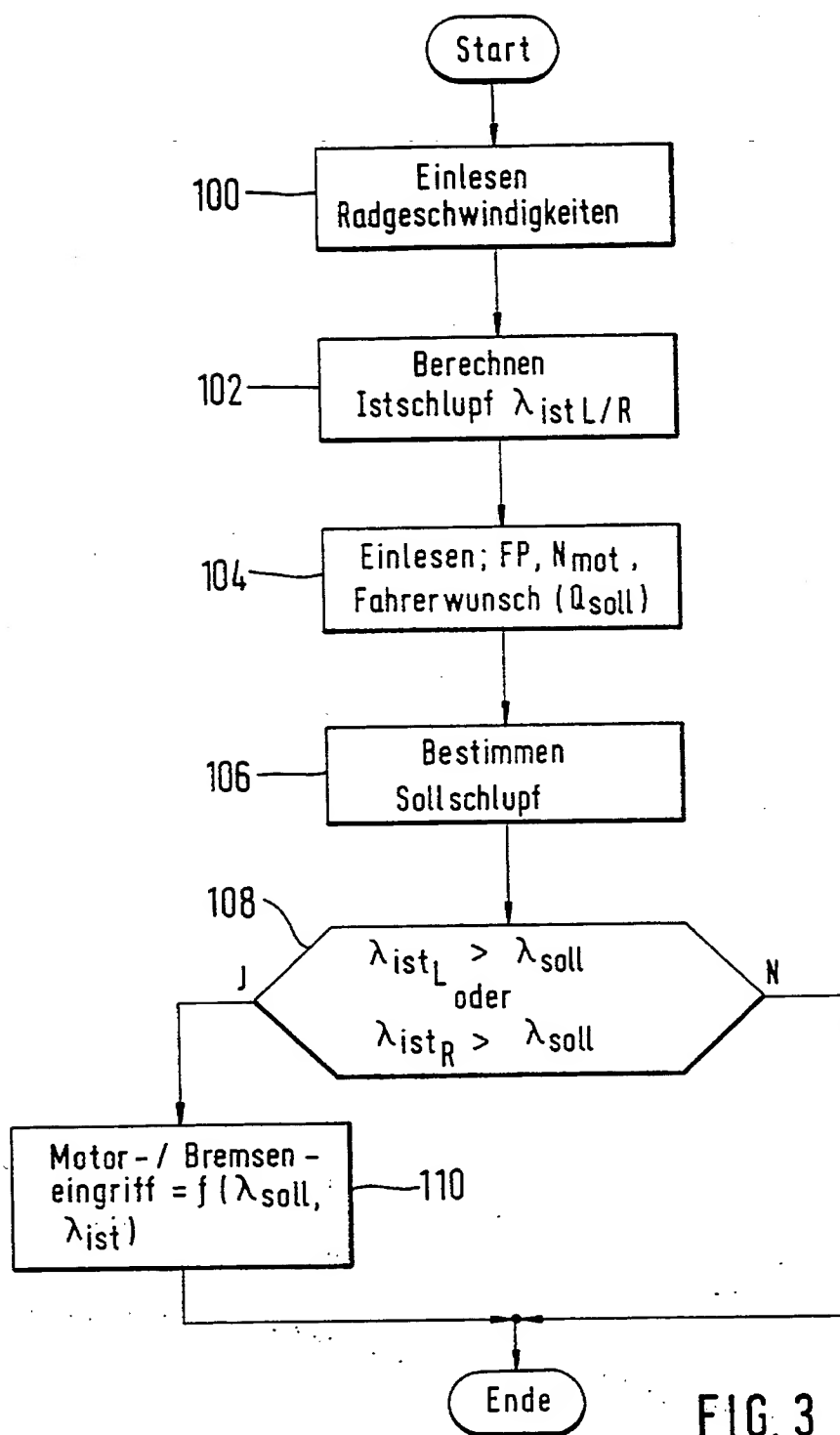


FIG. 3

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ **BLACK BORDERS**
- ☐ **IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES**
- ☐ **FADED TEXT OR DRAWING**
- ☐ **BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING**
- ☐ **SKEWED/SLANTED IMAGES**
- ☐ **COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS**
- ☐ **GRAY SCALE DOCUMENTS**
- ☐ **LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT**
- ☐ **REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY**
- ☐ **OTHER:** _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.

THIS PAGE BLANK (USPTO)